

Análisis térmico de un enfriador termoeléctrico para bebidas impulsado por rueda mecánica

Gerardo Plata Medina

Instituto Politécnico Nacional, Av. Santa Ana 1000, San Francisco Culhuacán, Coyoacán, C.P. 04430,
México, D. F.

gerardo.plata.medina@hotmail.com

Miguel Ángel Olivares Robles

Instituto Politécnico Nacional, Av. Santa Ana 1000, San Francisco Culhuacán, Coyoacán, C.P. 04430,
México, D. F.

molivares67@gmail.com

Resumen

En este trabajo consideramos un enfriador para bebidas que está compuesto de un contenedor aislado térmicamente (Termo), un módulo termoeléctrico de enfriamiento por efecto Peltier (TEC) y una dinamo. El TEC es accionado con la corriente eléctrica producida por la dinamo aprovechando la fuerza mecánica de una rueda de bicicleta. La velocidad de un ciclista oscila entre 15 y 20 Km/h [1, 2] y la diferencia de potencial producida por la dinamo entre estos rangos de velocidad es de 5.4 V hasta 9.3 V y la corriente eléctrica producida está en el rango de 0.54 A hasta 0.64 A . Estos rangos de corriente y voltaje son requeridos para accionar el enfriador termoeléctrico. Nuestro análisis térmico, para las diferentes partes del sistema, nos permite determinar la cantidad de calor, la cual varía en términos de la temperatura ambiente, que se requiere extraer del contenedor por medio del TEC. Nuestros resultados preliminares para este sistema compuesto de enfriador-dinamo muestran el comportamiento de la temperatura de la bebida en función del tiempo y nos permite determinar la viabilidad técnica de este sistema.

Palabra(s) Clave(s): diferencia de potencial, dinamo, efecto peltier, enfriador termoelectrico, fuerza mecánica.

1. Introducción

El aprovechamiento de energía a través de medios que no dañan al ambiente es un tema de alto impacto en la actualidad. La refrigeración termoelectrica es usada en equipos científicos, médicos y otros dispositivos en los que se requiere un control de la temperatura con alta precisión [3,4]. La mayoría de los sistemas de refrigeración tradicionales están basados en la compresión de vapor de gas refrigerante [5]. El principal problema con estos sistemas es que contribuyen al efecto invernadero. Mientras que la refrigeración termoelectrica (TE), presenta algunas ventajas sobre la refrigeración convencional, tales como, su tamaño compacto, bajo peso, ausencia de partes mecánicas removibles, y sin el uso de sustancias que dañan al ambiente [6, 7, 8, 9,10].

Por otro lado, la generación de energía por medio de una dinamo, que utiliza la energía mecánica de la rueda de bicicleta, ha sido utilizada por los ciclistas para iluminación. Las dinamos de bicicleta son alternadores que consisten en un imán unido al eje de giro y un enbobinado estático sin escobillas. La corriente producida en la dinamo es alterna (AC).

En las dinamos tradicionales (de botella) el extremo del eje de la dinamo porta un cabezal que está en contacto con la rueda de una de la bicicleta, para transmitir mecánica de la rueda al eje de la dinamo. Un rotor formado por un imán en un núcleo de hierro gira en un estator de bobinas de cable en las que, a través de la ley de inducción de Faraday, el campo magnético variable producido por el movimiento genera una corriente eléctrica en las bobinas [11, 12, 13].

En este trabajo analizamos la implementación de un dispositivo termoelectrico para el enfriamiento de bebidas hidratantes a través de un sistema combinado Termo-Enfriador Termoelectrico-Dinamo. La organización de este trabajo es como sigue. En la sección

2, describimos el sistema TE combinado y las ecuaciones que gobiernan a este sistema. En la sección 3, presentamos nuestros resultados numéricos obtenidos a partir del análisis térmico del sistema TE. En la sección 4, discutimos nuestros resultados y finalmente en la sección 5 presentamos nuestras conclusiones.

2. Análisis térmico del sistema

En trabajos recientes, se han estudiado los dispositivos de enfriamiento termoeléctrico [6, 7, 8, 9, 10, 14]. En nuestro estudio consideramos el enfoque propuesto por Yamanashi et al. [14] para un TEC. Yamanashi estudió el rendimiento de un TEC en función de los intercambiadores de calor con el propósito de incrementar el coeficiente de desempeño (COP) del sistema. Un esquema del sistema TEC estudiado por Yamanashi se presenta en la Figura 1.

2.1. Sistema de enfriamiento termoeléctrico (TEC)

El TEC considerado en este estudio está compuesto por una etapa con n pares de elementos termoeléctricos. Estos termoelementos semiconductores están formados por materiales tipo P y N . Las tasas de flujo de calor en enfriador termoeléctrico son el calor de rechazo, Q_H , a través de la fuente térmica superior a temperatura T_H y el calor absorbido, Q_C , de la fuente de calor a temperatura, T_C .

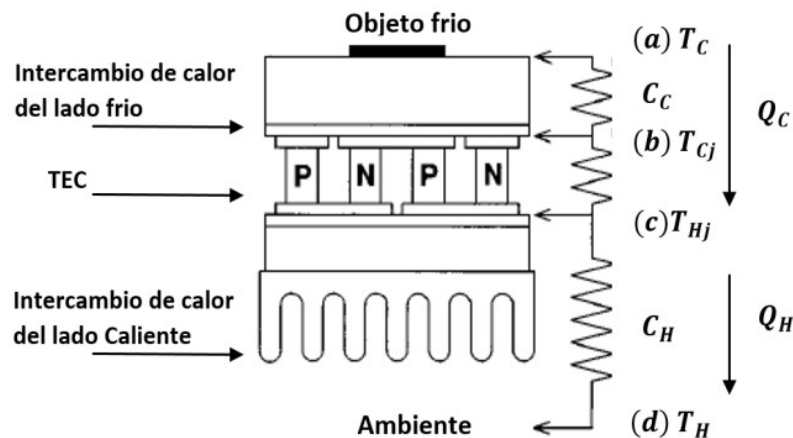


Figura 1. Esquema de un Sistema Termoeléctrico TEC. Tomada de la referencia [14].

2.2. Análisis térmico del contenedor

En este trabajo consideramos el análisis térmico de la tapa y las paredes del contenedor de nuestro sistema. En este análisis consideramos el flujo de calor unidimensional de acuerdo con la literatura Termodinámica y de Trasferencia de Calor [15, 16]. La tapa del contenedor se muestra en la Figura 2. Consideramos el flujo de calor hacia el contenedor durante la apertura y cierre de la tapa.

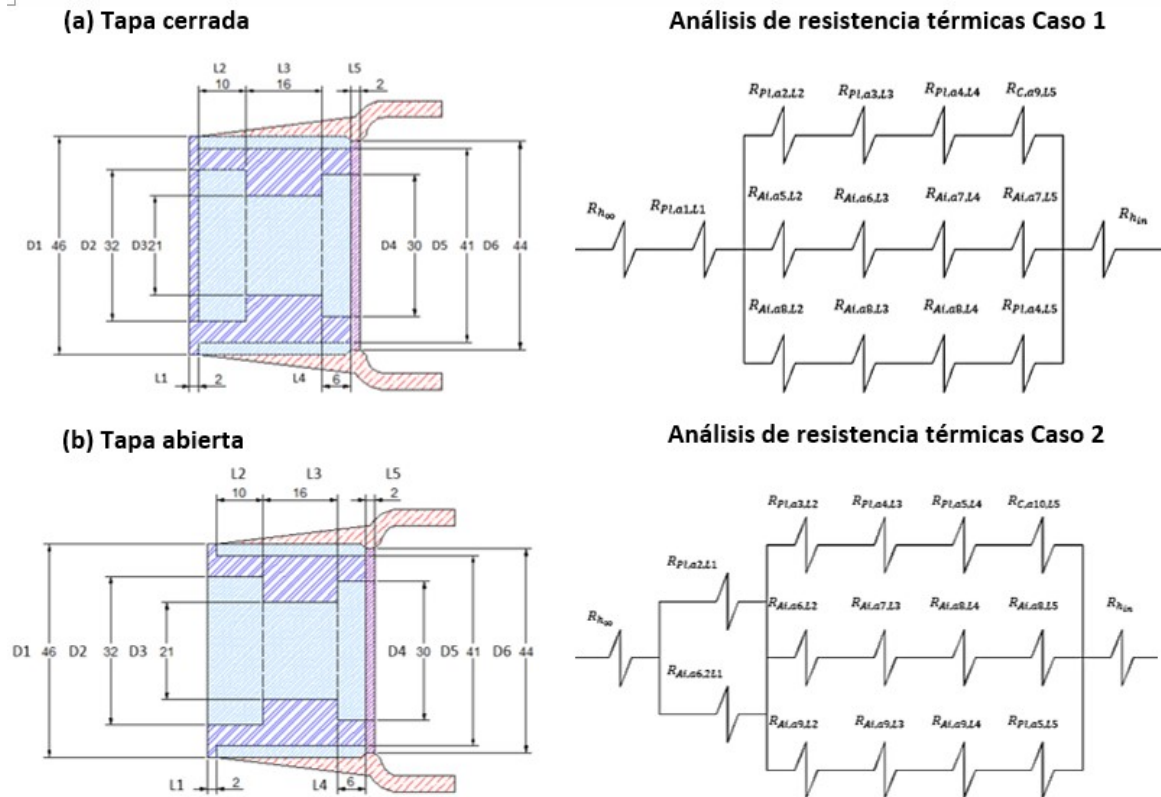


Figura 2. Esquema de la Tapa del Contenedor. (a) Tapa cerrada, (b) Tapa abierta.

La configuración de los materiales en las paredes del contenedor se muestra en la figura 3.

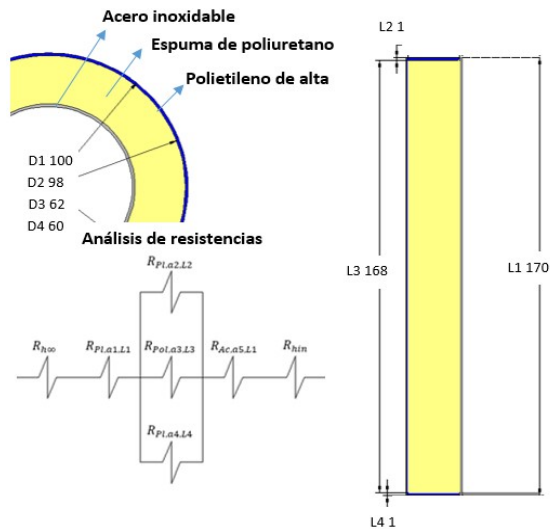


Figura 3. Configuración de Materiales en el Contenedor de la Bebida.

2.3. Generador de corriente: dinamo

Finalmente, consideramos la dinamo de nuestro sistema, que genera la energía eléctrica para impulsar el sistema de enfriamiento TEC. En los estudios preliminares se ha mostrado que la llamada dinamo en realidad es un alternador, debido a que carece de escobillas y la corriente eléctrica de la salida es alterna. En la Figura 4, mostramos las partes que componen a la dinamo [11, 12, 13].



Figura 4. Elementos de la Dinamo.

2.4. Ecuaciones que gobiernan al enfriador termoelectrico (TEC)

Los efectos termoelectricos presentes en un TEC (Efectos Seebeck, Peltier, Thomson y Joule), son considerados en las ecuaciones de balance térmico que gobiernan a nuestro TEC,

$$Q_C = AIT_C - \frac{1}{2}I^2R - K(T_H - T_C) \quad (1)$$

$$Q_H = AIT_H + \frac{1}{2}I^2R - K(T_H - T_C) \quad (2)$$

donde Q_C es el intercambio de calor a través del lado frio a temperatura T_C , Q_H es el intercambio de calor a través del lado caliente a temperatura T_H , R es la resistencia eléctrica, A es el coeficiente de Seebeck y K es la conductancia térmica del TEC. Estos parámetros están dados por,

$$R = (\rho_p + \rho_n) \frac{l}{S} N \quad (3)$$

$$A = (\alpha_p + \alpha_n) N \quad (4)$$

$$K = (\kappa_p + \kappa_n) \frac{S}{l} N \quad (5)$$

donde N es el número de termocuplas, l es la longitud de los semiconductores tipo P y N , y S es el área seccional de los semiconductores tipo P y N [14].

Aplicando conservación de energía la potencia suministrada P al TEC está dada por [7, 10].

$$P = Q_C - Q_H. \quad (6)$$

Sustituyendo las ecuaciones (1) y (2) en (6), obtenemos que

$$P = AIT_C + I^2R \quad (7)$$

Finalmente, el coeficiente de desempeño, COP , del refrigerador está dado por

$$COP = \frac{Q_C}{P} = \frac{AT_C I - \frac{1}{2} I^2 R - K(T_H - T_C)}{AI\Delta T + I^2 R} \quad (8)$$

2.5. Análisis de resistencias térmicas del contenedor de la bebida

La cantidad de calor transferida o cedida por un cuerpo de masa m , con capacidad calorífica C_p a una temperatura inicial T_0 , es

$$Q = mC_p\Delta T = mC(T_f - T_0) \quad (9)$$

Si $T_0 > T_f$ el cuerpo cede calor Q pero si $T_0 < T_f$ el cuerpo recibe calor Q .

La conducción de calor a través de una pared plana se expresa en función de la ley de Fourier como.

$$\int_{x=0}^l Q_{cond,pared} dx = - \int_{T=T_1}^{T_2} \kappa adT \quad (10)$$

$$Q_{cond,pared} = \kappa a \frac{T_1 - T_2}{l}, \quad (11)$$

donde la conductividad térmica k , no depende de la temperatura. En términos de la resistencia térmica R , la conducción se expresa de la siguiente forma.

$$Q_{cond} = \frac{T_1 - T_2}{R_{cond}}, \quad (12)$$

donde

$$R_{cond} = \frac{l}{\kappa a}. \quad (13)$$

Consideramos la transferencia de calor por convección usando la ley de enfriamiento de Newton,

$$Q_{conv} = ha_s(T_s - T_\infty) \quad (14)$$

donde, a_s es el área de la superficie sólida a una temperatura T_s y la temperatura del fluido en un punto suficientemente lejos de la superficie es T_∞ , con un coeficiente de transferencia de calor por convección h .

En términos de la resistencia térmica tenemos que

$$Q_{conv} = \frac{T_s - T_{\infty}}{R_{conv}}, \quad (15)$$

donde

$$R_{conv} = \frac{1}{ha_s}. \quad (16)$$

Como mencionamos en la sección 2.2 el análisis al contenedor de la bebida se aplica a la tapa y a las paredes. En primer lugar, las ecuaciones correspondientes al análisis de resistencias térmicas de la apertura (Caso 1) y cierre (Caso 2) de la tapa, véase figura 2, están dadas por

$$R_{T,Caso\ 1} = R_{h_{\infty}} + R_{Pl,a1,L1} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a2,L2}} + \frac{1}{R_{Ai,a5,L2}} + \frac{1}{R_{Pl,a8,L2}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a3,L3}} + \frac{1}{R_{Ai,a6,L3}} + \frac{1}{R_{Air,a8,L3}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a4,L4}} + \frac{1}{R_{Ai,a7,L4}} + \frac{1}{R_{Ai,a8,L4}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{C,a9,L5}} + \frac{1}{R_{Ai,a7,L5}} + \frac{1}{R_{Pl,a4,L5}}} + R_{h_{in}} \quad (17)$$

$$R_{T,Caso\ 2} = R_{h_{\infty}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a2,L1}} + \frac{1}{R_{Ai,a6,L1}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a3,L2}} + \frac{1}{R_{Ai,a6,L2}} + \frac{1}{R_{Ai,a9,L2}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a4,L3}} + \frac{1}{R_{Ai,a7,L3}} + \frac{1}{R_{Air,a9,L3}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a5,L4}} + \frac{1}{R_{Ai,a8,L4}} + \frac{1}{R_{Pl,a9,L4}}} + \frac{1}{\frac{1}{R_{C,a10,L5}} + \frac{1}{R_{Ai,a8,L5}} + \frac{1}{R_{Pl,a5,L5}}} + R_{h_{in}} \quad (18)$$

donde el subíndice Pl, Ai y C denotan a los materiales polietileno, aire y caucho respectivamente, a es el área de la sección del material, L es la longitud de cada sección a analizar.

La resistencia térmica para las paredes del contenedor, ver figura 3, está dada por,

$$R_{T,Paredes} = R_{h_{\infty}} + R_{Pl,a1,L1} + \frac{1}{\frac{1}{R_{Pl,a2,L2}} + \frac{1}{R_{Pol,a3,L3}} + \frac{1}{R_{Pl,a4,L4}}} + R_{Ac,a5,L4} + R_{h_{in}} \quad (19)$$

2.6. Voltaje Inducido en los devanados del estator del dinamo

El voltaje inducido en los devanados estatóricos está dado por

$$V_{ind} = N_c \Phi w_m \sin(w_m t) \quad (20)$$

donde N_c es el número de vueltas del devanado estatórico, Φ es el flujo magnético en Webers (W_b) que pasa a través del devanado y w_m es la velocidad angular de rotación del eje de la dinamo. El flujo magnético, Φ , y la velocidad angular, w_m , están dadas por

$$\Phi = dLB_m \quad (21)$$

$$w_m = \frac{2w_e}{Np} \quad (22)$$

donde d es el diámetro del estator, l es la longitud del devanado en metros, B_m es la densidad del flujo pico del campo magnético en Teslas (T) y w_e es la frecuencia angular en radianes por segundo (**Rad/s**). Sustituyendo la ecuación (21) y (22) en (20) obtenemos que el voltaje inducido,

$$V_{ind} = \frac{2N_c dLB_m w_e}{Np} \sin\left(\frac{2}{Np} w_e t\right) \quad (23)$$

3. Resultados

En nuestros cálculos numéricos iniciamos con la transferencia de calor que transmite al contenedor de la bebida. El rango de temperaturas en México oscila en promedio entre $18^\circ C$ y $26^\circ C$ [17]. Hay zonas del país que presentan temperaturas superiores a los $30^\circ C$ por lo que en nuestro análisis consideramos un rango de temperaturas de $20^\circ C$ a $41^\circ C$ [18]. La tabla 1 y 2 muestran nuestros resultados para el cálculo del calor total, Q_{CC1} , transferido por conducción y convección para el caso en el que la tapa permanece cerrada y no hay desalojo de la bebida. Mientras que el calor, Q_{CC2} , corresponde al caso en el que existen aperturas con duración de 13 s en intervalos de 20 min durante 1 h, retirando en promedio 89 mL de bebida.

<i>T en México</i>	<i>h_∞</i>	<i>h_{in}</i>	<i>R_T</i>	<i>Q_{CC1}</i>
<i>T_∞ °C</i>	<i>W/m²K</i>	<i>W/m²K</i>	<i>K/W</i>	<i>KW · h</i>
21	38.6504952	0.635073087	1167.16462	0.05243476
26	38.37729182	0.682549153	1095.24405	0.07231265
31	38.34124933	0.742123785	1017.90959	0.09548982
36	38.31133438	0.802965585	950.77377	0.12116447
41	38.29008895	0.857365493	898.814006	0.14819529

Tabla 1. Calor Total Transferido al Contenedor por Conducción y Convección, Q_{CC1} , para el caso de Tapa Cerrada.

<i>T en México</i>	<i>h_∞</i>	<i>h_{in}</i>	<i>R_T</i>	<i>Q_{CC2}</i>
<i>T_∞</i>	<i>W/m²K</i>	<i>W/m²K</i>	<i>K/W</i>	<i>(KW · h)</i>
21	38.6504952	0.635073087	1172.94472	0.18876515
26	38.37729182	0.682549153	979.221472	0.26032554
31	38.34124933	0.742123785	901.887006	0.34376334
36	38.31133438	0.802965585	834.75119	0.43619209
41	38.29008895	0.857365493	782.791426	0.53350303

Tabla 2. Calor Total trasferido por Conducción y Convección, Q_{CC2} , para el Caso de Aperturas de la Tapa.

En la Tabla 3 se encuentra los datos para el cálculo de la cantidad total de trasferencia de calor por conducción y convección (Q_{CCP}) a través de las paredes del contenedor.

<i>T en México</i>	<i>h_∞</i>	<i>h_{in}</i>	<i>R_T</i>	<i>Q_{CCP}</i>
<i>T_∞ °C</i>	<i>W/m²K</i>	<i>W/m²K</i>	<i>K/W</i>	<i>KW · h</i>
21	38.6504952	0.635073087	61.8091265	1.7169E-05
26	38.37729182	0.682549153	58.3946147	1.6221E-05
31	38.34124933	0.742123785	54.7247777	1.5201E-05
36	38.31133438	0.802965585	51.5389173	1.4316E-05
41	38.29008895	0.857365493	49.0732333	1.3631E-05

Tabla 3. Calor Total Trasferido por Conducción y Convección a través de las Paredes del Contenedor, Q_{CCP} , para diferentes Temperaturas en México.

La cantidad total de calor transferido hacia el contenedor (Q_T) se expresa en la Tabla 4 para diferentes valores de la temperatura ambiente en México.

<i>T en Mexico</i>	Q_p	Q_{cc2}	Q_b	Q_T
$T_{amb} \text{ } ^\circ C$	$KW \cdot h$	$KW \cdot h$	$KW \cdot h$	$KW \cdot h$
21	5.8333E-06	0.18876515	0.00986944	0.188770979
26	7.2222E-06	0.26032554	0.01277222	0.260332763
31	8.6111E-06	0.34376334	0.015675	0.343771952
36	0.00001	0.43619209	0.01857778	0.436202092
41	1.1389E-05	0.53350303	0.02148056	0.533514424
$Q_{T,prom}$				0.352518442

Tabla 4. Calor Total Trasferido, Q_T , hacia el Contenedor de la Bebida.

La cantidad de calor total que debe ser extraído por el enfriador (TEC) en promedio es $Q_T = 0.3525 \text{ } KW \cdot h$ y el calor transferido a la bebida, Q_b , en la tabla 4, está dado por la ecuación (9) considerando la temperatura ambiente y una temperatura interna del contenedor de $4 \text{ } ^\circ C$.

Sin embargo, nuestros resultados experimentales muestran que la temperatura de la bebida se incrementa de $0 \text{ } ^\circ C$ a $18.42 \text{ } ^\circ C$ en promedio, durante un periodo de 4 horas en un horario de 2 a 6 de la tarde, considerando 8 aperturas cada 30 min. La figura 5 muestra el comportamiento de la temperatura interior del contenedor en función de temperatura ambiente promedio. El flujo de calor total hacia la bebida, Q_{Tb} , es de $0.0107 \text{ } KW \cdot h$, a una temperatura ambiente promedio de $26.6 \text{ } ^\circ C$. Este estudio nos muestra la cantidad de calor total real, Q_{Tb} , que el TEC tendrá que extraer. Nótese que Q_{Tb} es menor que Q_T de la tabla 4.

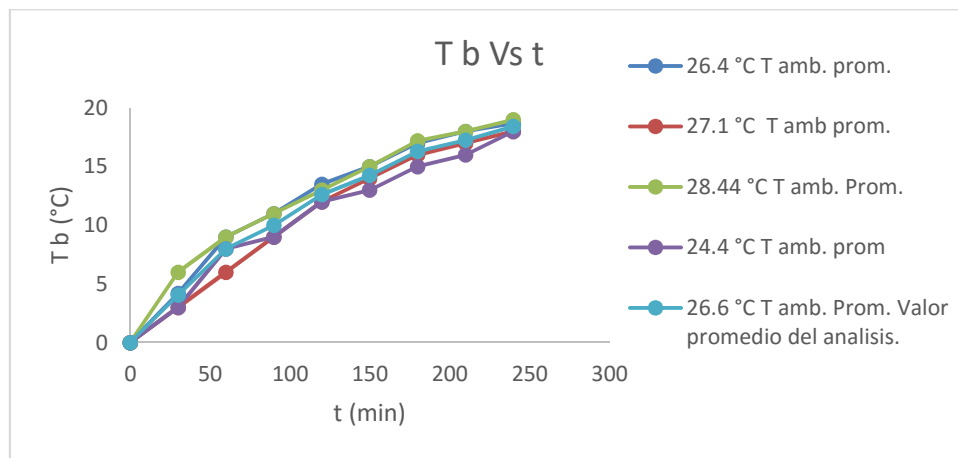


Figura 5. Temperatura de la Bebida dentro del Contenedor, T_b , en función del Tiempo, t . T_b Vs t .

Los valores experimentales obtenidos para la dinamo muestran que cuando la velocidad de un ciclista esta entre 15 y 20 Km/h , el voltaje generado está entre 5.4 V y 9.3 V mientras que los valores para la corriente están entre 0.54 A y 0.64 A . Ya que el voltaje y al corriente eléctrica requerida por el sistema de enfriamiento es de 5 V y 0.5 A , la dinamo es capaz de suministrar el voltaje y corriente requeridas por el sistema de enfriamiento.

La Tabla 5 muestra los valores de voltaje, corriente y potencia entregada por la dinamo.

Análisis de la Dinamo			
V (Km/h)	Voltaje (V)	Corriente (A)	P (W)
5	1.4	0.27	0.378
10	3.7	0.42	1.554
15	5.4	0.54	2.916
20	9.3	0.64	5.952
25	11.7	0.77	9.009
30	12.3	0.82	10.086
35	13	0.92	11.96
40	15.1	0.95	14.345
45	16	1	16
50	17.2	1.2	20.64

Tabla 5. Valores del Análisis de la Dinamo a distintas Velocidades.

En la Tabla 6 mostramos los valores para obtener el rendimiento promedio, ϵ_{C1} , del sistema Enfriador-Dinamo cuando el suministro de energía eléctrica no se interrumpe, es decir, el ciclista viaja a velocidad constante de 10 Km/h y las aperturas del contendor duran 13 s cada 15 min por 1 h.

Eficiencia ϵ_{C1} con alimentación Constante (Velocidad 10 Km/h por 1 h)							
$T_{ambiente}$ ($^{\circ}C$)	T_{agua} ($^{\circ}C$)	t (s)	V_{in} (V)	I_{in} (A)	P_D (W)	Q_{TR1} (W)	ϵ_{C1}
21	21	0	5	4.98	24.9	0	0
22	19.1	900	5	4.98	24.9	6.73444444	0.27045962
23	18.1	1800	5	4.98	24.9	5.68944444	0.22849174
24	17.5	2700	5	4.98	24.9	5.03148148	0.20206753
25	17	3600	5	4.98	24.9	4.64444444	0.18652387
$\epsilon_{C1 Prom}$							0.17750855

Tabla 6. Rendimiento del Sistema Enfriador-Dinamo, ϵ_{C1} , con Alimentación de Energía Eléctrica Contante.

En la Tabla 7 mostramos el rendimiento del sistema ϵ_{C2} con interrupciones de alimentación de energía de 13 s cada 14.7 min por 1 h y después 4.5 s la velocidad incrementa de 0 a 10 Km/h hasta la siguiente interrupción.

Eficiencia, ϵ_{C2} , con alimentación variable (interrupciones de alimentación de energía en intervalos de tiempo 13 s cada 14.7 min por 1 h)							
$T_{ambiente}$ ($^{\circ}C$)	T_{agua} ($^{\circ}C$)	t (s)	V_{in} (V)	I_{in} (A)	P_D (W)	Q_{TR2} (W)	ϵ_{C2}
23	22.9	0	0	0	0	0	0
25.2	21.5	882.8	5	4.98	24.9	8.75962845	0.35179231
26.1	21.4	1787	5	4.98	24.9	5.49692222	0.22075993
26.6	21.2	2687	5	4.98	24.9	4.2002233	0.16868367
27	20.9	3587	5	4.98	24.9	3.55422359	0.1427399
$\epsilon_{C2 Prom}$							0.17679516

Tabla 7. Rendimiento Sistema Enfriador-Dinamo, ϵ_{C2} , con alimentación de Energía Eléctrica Variable.

En la Figura 6 se pueden visualizar las caídas de potencia P y de tensión V .

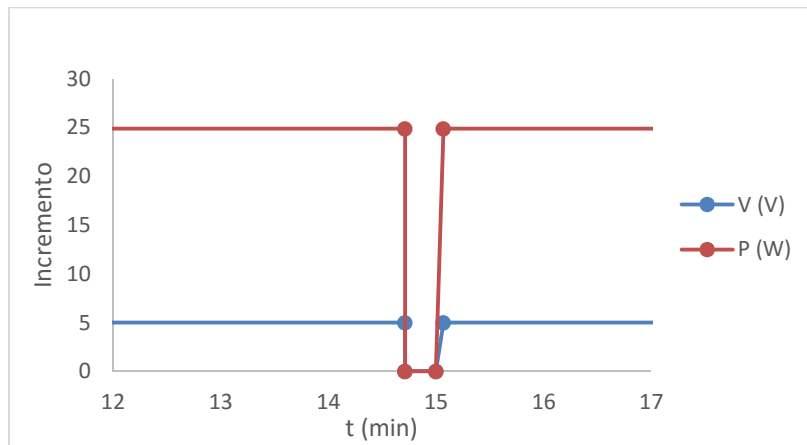


Figura 6. Caída de Potencia P y Tensión V en función del Tiempo t (Interrupción de alimentación de energía de 13 s en el tiempo de 14.7 min, después 4.5 s la velocidad incrementa de 0 a 10 Km/h hasta la siguiente interrupción).

4. Discusión de resultados

En la Tabla 1, 2, 3 y 4 mostramos los resultados del análisis térmico realizado al contenedor de la bebida cuando se mantiene cerrado Q_{CC} y cuando hay aperturas Q_{CC2} . La Figura 7 exponemos el comportamiento para ambos casos en función de las temperaturas ambiente en México [17, 18].

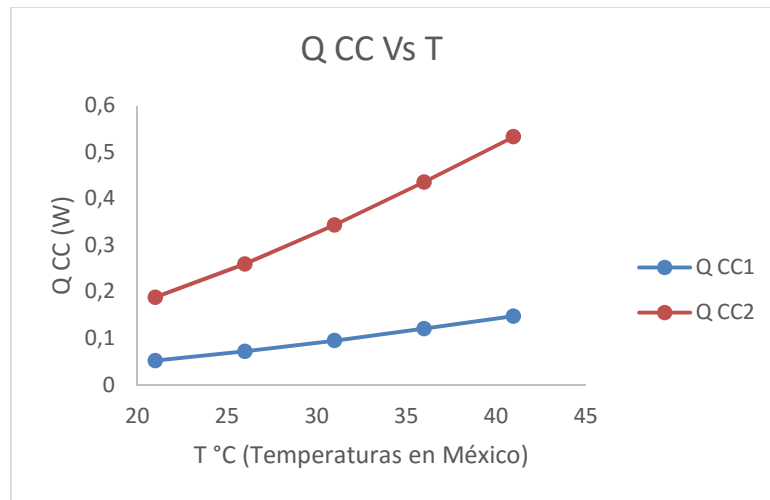


Figura 7. Q_{cc} Vs T en Méx. Calor Total Trasferido, Q_{CC1} , Cuando no hay Aperturas en la Tapa y Calor Total Transferido, Q_{CC2} , Cuando hay Aperturas de 13 s cada 20 min por 1 h.

Para el cálculo de Q_{CC1} , de la Figura 7, no contemplamos aperturas ni extracción de la bebida. En el cálculo de, Q_{CC2} , si consideramos aperturas (8 aperturas de 13 s en promedio cada 20 min por 1 h) y extracción de bebida (3 extracciones bebida en promedio de 89.1 mL en 1 h), en consecuencia, la transferencia de calor hacia el interior de contenedor es de forma creciente. En la Figura 8 mostramos el comportamiento de Q_{TCC1} y Q_{TCC2} , donde contemplamos la transferencia de calor de las paredes del contenedor Q_p .

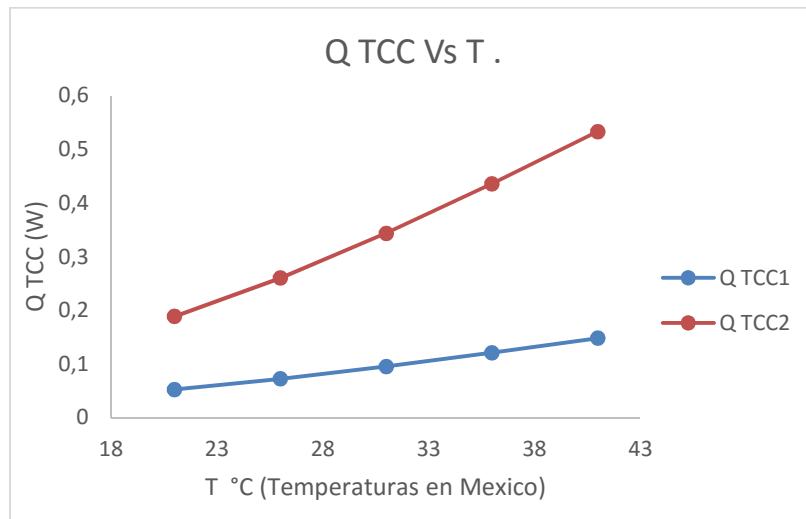


Figura 8. Calor Total Trasferido hacia el Sistema considerando Q_p , Q_{TCC1} Vs T Temperaturas en México. Calor Total Transferido hacia el Sistema considerando Q_p , Q_{TCC2} Vs T Temperaturas en México.

En el análisis experimental de la sección 2 mostramos el incremento de temperatura de la bebida en el contenedor en función del tiempo. Retomando los valores de la curva promedio de la temperatura ambiente del estudio de la Figura 5 con temperatura ambiente en promedio de 26.6 °C, el flujo de calor total de transferencia de calor al contenedor con la bebida Q_{Tb} es de 0.0107 KW · h, dicho calor deberá ser extraído por el TEC aprovechando el movimiento de la rueda mecánica. En la Figura 9, se muestran los valores de voltaje, corriente y potencia en función de la velocidad del ciclista.

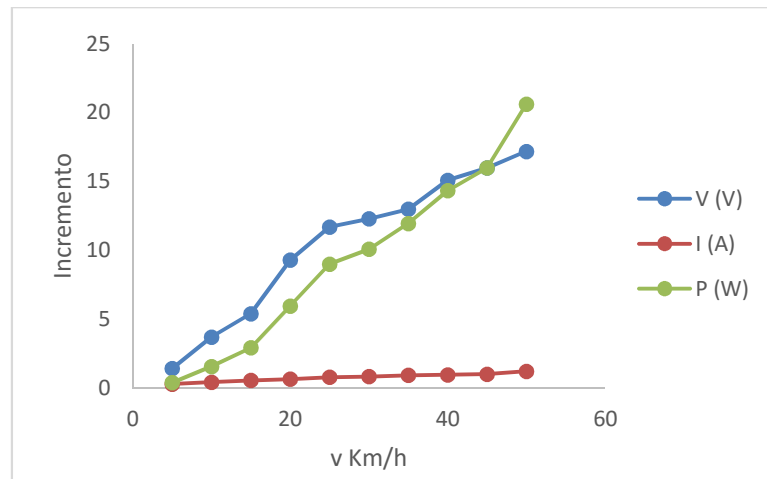


Figura 9. Incremento de Voltaje, Corriente y Potencia Vs velocidad.

Con los resultados mostrados en la Tabla 6 y 7, y en las Figuras 6, 7, 8 y 9 obtenemos el comportamiento del rendimiento del sistema Enfriador-Dinamo, ϵ_{CC1} y ϵ_{CC2} , en función del calor total agregado al sistema Enfriador-Dinamo, Q_{TR} y la potencia de alimentación P . Mostramos en la Figura 10 la eficiencia del sistema Enfriador-Dinamo, ϵ_{CC1} , cuando se considera una suministro de energía eléctrica constante y la eficiencia del sistema Enfriador-Dinamo, ϵ_{CC2} , cuando se considera una suministro de energía variable.

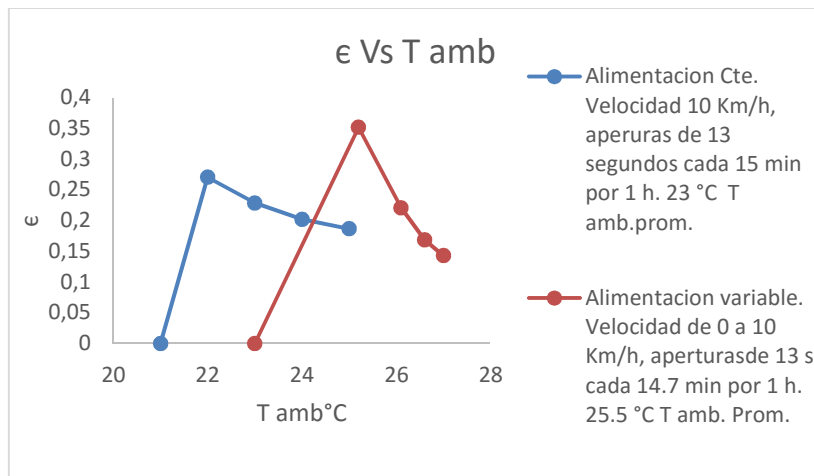


Figura 10. Rendimiento del Sistema ϵ Vs Temperatura Ambiente T_{Amb} . Con alimentación de energía constante (Velocidad constante 10 Km/h aperturas de 13 s cada 15 min por 1 h) y variable (Velocidad interrumpida 0 a 10 km/h en intervalos de 13 s cada 14.7 min por 1 h).

En la Figura 11 se muestra el rendimiento del sistema ϵ en función de la temperatura ambiente T_{amb} , donde se observa que el sistema tiene un mayor rendimiento cuando la temperatura se mantiene constante y decrece cuando la temperatura ambiente varia.

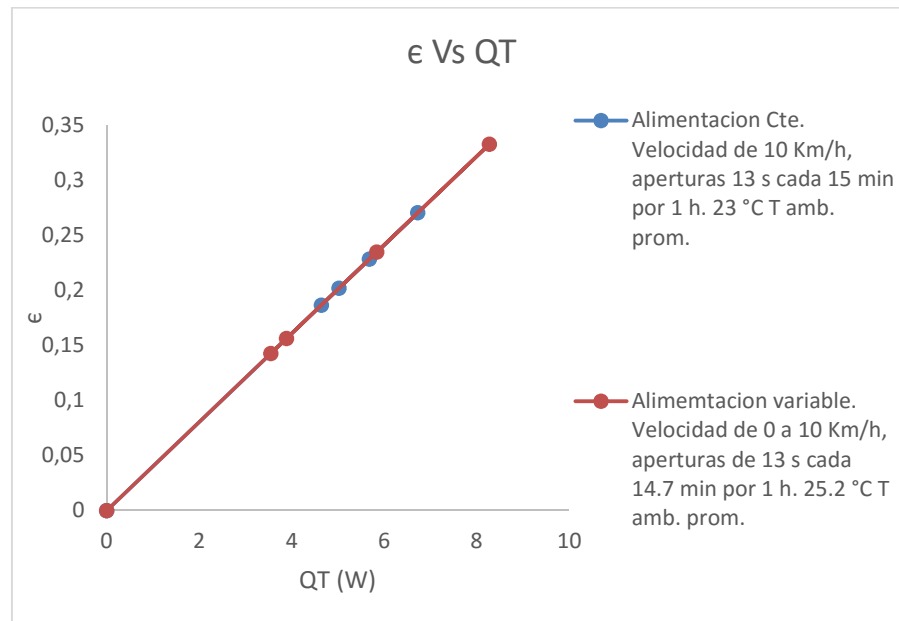


Figura 11. Rendimiento del Sistema ϵ Vs Calor Total Removido por el TEC Q_T . Con alimentación de energía constante (Velocidad constante 10 Km/h) y variable (Velocidad interrumpida en intervalos de 13 s cada 15 min por 1 h), con aperturas (13 s cada 15 min por 1 h) y sin aperturas.

4.1. Resumen de resultados

En el estudio experimental se contemplan dos casos, el primer caso consideramos un suministro de energía constante por la dinamo de 5 V y 0.49 A, a una velocidad de 10 Km/h y tomando valores de temperatura de la bebida en aperturas de 13 s cada 15 min por 1 h, donde la temperatura ambiente promedio en ese día es de 23 °C y la temperatura de la bebida va de 21 °C hasta 17 °C en 1 h, por lo que deducimos que la cantidad de calor extraída por el TEC en promedio es de 0.0221 kW · h. En el segundo caso consideramos un suministro de energía variable por la dinamo donde el voltaje será de 0 V hasta 5 V y la corriente de 0 hasta 0.49 A por consecuencia de la velocidad variable (De 0 Km/h a 10 Km/h en 4.2 s), los valores recabados de temperatura de la

bebida se toman en las interrupciones de 13 s cada 14.7 min durante 1 h y donde la temperatura ambiente promedio en ese día es de 25.2 °C de manera que la temperatura de la bebida va de 22.9 °C a 20.9 °C en 1 h, por lo que se deducimos que la cantidad de calor extraída en el intervalo de tiempo es de 0.0215 kW · h. En el análisis teórico Q_T resulta ser mayor que el calor experimental Q_{TR1} y Q_{TR} mostrando de esta forma la viabilidad del proyecto. Finalmente se tiene que el rendimiento promedio del sistema cuando la velocidad es constante $\epsilon_{C1 prom}$ es de 0.177 mientras que el rendimiento promedio cuando la velocidad varía $\epsilon_{C2 prom}$ es de 0.176, es decir, $\epsilon_{C2 prom} \approx \epsilon_{C1 prom}$ en consecuencia de la potencia variable P y la temperatura ambiente T_{amb} .

5. Conclusiones

El aprovechamiento de la energía de la rueda mecánica para cosechar la energía eléctrica para accionar un enfriador para bebidas (TEC) por medio de dinamo es posible. Mostramos en este trabajo que se puede enfriar bebidas con la energía cosechada, donde la temperatura de la bebida T_b disminuirá aproximadamente 4°C en 1 h a una temperatura ambiente T_{amb} en promedio de 23 °C (Día templado) y con una alimentación de energía constante, y donde, la temperatura T_b disminuirá 2 °C en 1 h en una T_{amb} promedio de 25.2 °C (Día caluroso) considerando una alimentación de energía variable. Aunque el rendimiento es bajo ($\epsilon_{C1 prom}$ de 0.177 y $\epsilon_{C2 prom}$ de 0.173) el sistema puede mantener una bebida fresca aun si la temperatura ambiente incrementa, es decir, una temperatura T_b menor que la temperatura T_{amb} sea con alimentación de energía eléctrica constante o variable.

Por lo tanto el modelo utilizado para un sistema termoeléctrico combinado Enfriador-Dinamo y los valores reportados en este trabajo por el análisis térmico, nos proporcionan la información necesaria para realizar un nuevo prototipo de pruebas para obtener nuevos resultados experimentales más eficientes.

6. Referencias

- [1] La velocidad de las bicicletas. <http://desmesura.org/nubes/la-velocidad-de-las-bicicletas>. Marzo 2015.
- [2] Infraestructura IV. Ciclo ciudades. México. 2014.
- [3] D. Astrain, J. G. Vián, J. Albizua, "Computational model for refrigerator based on Peltier effect application". *Applied Thermal Engineering*. Vol. 25. Diciembre 2005. 3149-3162 pp.
- [4] E. Bollati, "Generadores termoeléctricos, generación de energía sin partes móviles". *Petrotecnia*. Vol. 31. 2007. 84-90 pp.
- [5] M. Ozbolt, A. Kitanovski, J. Tusek, A. Poredos, "Electrocaloric refrigeration: Thermodynamics, state of the art and future perspectives". Vol. 40. 2014. 1-2 pp.
- [6] Celdas Peltier: Una alternativa para sistemas de enfriamiento con base en semiconductores. <http://www.utm.mx/~mtello/Extensos/Julio.html>. Diciembre 2014.
- [7] Introducción a la Refrigeración Termoeléctrica o Efecto Peltier. http://www.academia.edu/7328464/INTRODUCCI%C3%93N_A_LA_REFRIGERACI%C3%93N_TERMOEL%C3%89CTRICA. Diciembre 2014.
- [8] D. Zhao, G. Tan, "A review of thermoelectric cooling: Materials, modeling and applications". *Applied Thermal Engineering*. Vol 66. 2014. 15-25 pp.
- [9] Thermoelectric Handbook. Laird Technologies. Enero 2015.
- [10] D. M. Rowe, *Thermoelectrics Handbook: Macro to Nano*. 1° ed. 2006. CRC Taylor & Francis Group. United State of America. 1-1, 1-10 pp.
- [11] T. Croft, C. C. Carr, J. H. Watt, *Manual del Montador Electricista*. 3° Ed. 1994. Reverté. España. 7-2, 7-46 pp.

- [12] P. M. Guerrero, Maquinas Eléctricas y Sistemas de Potencia. 6° Ed. 2007. Pearson Educación. México. 71-78 pp.
- [13] E. Harper, El libro practico de los Generadores, Transformadores y Motores Eléctricos. 1° Ed. 2004. Limusa. México. 1-20 pp.
- [14] M. Yamanashi, "A new approach to optimum design in thermoelectric cooling systems". J. Appl. Phys. Vol. 80. No. 9. 1996. 5494-5502 pp.
- [15] L. Garcia-Colin, Introducción a la termodinámica clásica. 4° Ed. 2012. Trillas. México.
- [16] Y. A. Cengel, Transferencia de Calor y Masa. 3 Ed. 2007. MG Hill. México.
- [17] Características edafológicas, fisiográficas, climáticas e hidrográficas de México. INEGI. México. 2008.
- [18] Reporte Anual 2014. CONAGUA. México. 2014.

7. Autores

Lic. en Ingeniería Mecánica Gerardo Plata Medina Obtuvo su título de Licenciatura en Ingeniería Mecánica por la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME) Unidad Culhuacan del Instituto Politécnico Nacional (IPN), actualmente estudiante de Maestría de Ingeniería en Sistemas Energéticos en ESIME Unidad Culhuacan del IPN.

Dr. Miguel Ángel Olivares Robles Recibió el grado de Maestro en Ciencias en Física y el grado de Doctor en Ciencias 1994 y 1997 respectivamente, en la Universidad Autónoma Metropolitana Unidad Iztapalapa (UAM Iztapalapa). Realizo su Estancia Posdoctoral en el Department of Physics, Ohio University durante los años 1999 y 2000. Actualmente es Profesor investigador Titular C, definitivo y de tiempo completo en la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación de la Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica (ESIME) Unidad Culhuacan del IPN. Miembro del Sistema Nacional de Investigadores (SNI) ininterrumpidamente desde 1997 a la fecha.